

PAT-NO: JP401289715A

DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 01289715 A

TITLE: AIR CONDITIONER FOR VEHICLE

PUBN-DATE: November 21, 1989

INVENTOR-INFORMATION:

NAME

TAKEMI, AKIO

INT-CL (IPC): B60H001/32

US-CL-CURRENT: 62/239

ABSTRACT:

PURPOSE: To ensure required cooling performance by the use of a small capacity oil pressure supply means by decreasing/compensating the supplied air amount decided according to the thermal load of a vaporizing unit when the oil pressure drive force supplied to a compressor of refrigerating cycle is over a specified level.

CONSTITUTION: Oil pressure drive force is supplied to a compressor M1 of a refrigerating cycle from a means M2. The thermal load of a vaporizer of refrigerating cycle is detected by a means M3, and based on the results, a means M4 which controls the supplied amount of air to be cooled by the vaporizer is controlled by a means M5. The amount corresponding to the drive force to be supplied to the compressor M1 from the means M2 is detected by a means M6. It is judged by a means M7 whether or not the corresponding amount is in overload operation conditions over a specified level. When it is in the overload conditions, the air amount decided by the means M5 is decreased/compensated by a means M8. It is thus possible to limit the oil pressure drive force without weakening the cooling performance.

COPYRIGHT: (C)1989,JPO&Japio

## ⑫ 公開特許公報(A) 平1-289715

⑤Int. Cl.<sup>4</sup>

B 60 H 1/32

識別記号

1 0 2

庁内整理番号

V-7001-3L

③公開 平成1年(1989)11月21日

審査請求 未請求 請求項の数 1 (全10頁)

④発明の名称 車両用空気調和装置

②特 願 昭63-117799

②出 願 昭63(1988)5月13日

⑦発 明 者 竹 味 明 生 愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 日本電装株式会社内

⑦出 願 人 日本電装株式会社 愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地

⑦代 理 人 弁理士 足 立 勉 外2名

## 明 細 書

## 1 発明の名称

車両用空気調和装置

## 2 特許請求の範囲

1 少なくとも作動油圧力に応じた大きさの駆動力を発生し、冷凍サイクルの圧縮機に供給する油圧駆動力供給手段と、

上記冷凍サイクルの蒸発器の熱負荷を検出する熱負荷検出手段と、

外部からの指令に従って、上記蒸発器で冷却される空気の送風量を調節する風量調節手段と、

上記熱負荷検出手段の検出した熱負荷に応じて決定した送風量を上記風量調節手段に指令する風量制御手段と、

上記油圧駆動力供給手段が上記圧縮機に供給する駆動力の大きさに相当する量を検出する供給駆動力相当量検出手段と、

該供給駆動力相当量検出手段の検出した供給駆動力相当量が所定量を上回る過負荷運転状態にあるか否かを判定する判定手段と、

該判定手段により過負荷運転状態にあると判定されたときは上記風量制御手段の決定した送風量を減少補正する補正手段と、

を備えたことを特徴とする車両用空気調和装置。

## 3 発明の詳細な説明

## 発明の目的

## [産業上の利用分野]

本発明は、作動油圧力に応じて発生した駆動力を冷凍サイクルの圧縮機に供給する油圧駆動系の小型化に有効な車両用空気調和装置に関する。

## [従来の技術]

車両用空気調和装置の圧縮機を、車載の内燃機関により駆動すると、車載の内燃機関は過渡状態で運転されることが多いため、回転速度変動に伴って、車両用空気調和装置の冷房能力も大きく変動してしまう。そこで、圧縮機として可変容量コンプレッサを採用し、回転速度変動を補正している。ところが、可変容量コンプレッサは、複雑な容量可変機構を有するため、容量可変の応答性・追従性が悪く、回転速度変動に起因する悪影響を

完全に解消できない。このような、不具合点を解決するために、油圧モータにより圧縮機を駆動する技術として、例えば、「サーボかじ取り装置と空調装置とを有する自動車」(特公昭58-17052号公報)等が提案されている。すなわち、空調装置の圧縮機が油圧モータにより駆動され、該油圧モータの駆動油圧回路がサーボかじ取り装置のかじ取りシリンダの駆動油圧回路に組み込まれて、油圧モータとかじ取りシリンダと少なくとも1つの吐出量可変のポンプとより成る油圧駆動装置を構成し、空調装置の圧縮機をスペース上好都合な位置に配置して、所望の回転数範囲内でかつ効率よく作動させるものである。

[発明が解決しようとする課題]

従来技術では、油圧モータおよび圧縮機の回転速度を一定に保持するので、回転速度変動による弊害は回避できる。しかし、油圧モータの供給する駆動力と、圧縮機の必要とする駆動力とを常時適合させられないという問題点があった。すなわち、油圧モータの供給可能な駆動力は、高压側作

図に破線で示す。)程度である場合が多い。この両者の冷房能力 $Q_E$ およびコンプレッサトルク $T_c$ は、同図に示すように、大きく異なる。従って、油圧モータおよび圧縮機の回転速度を一定に維持する構成では、油圧モータの1回転当りの所要流量を、冷房開始時(所謂クールダウン初期)等に要求される最大駆動力を供給可能な大きい容量に設定しなければならない。これに伴い、油圧ポンプ、油圧管路等の容量も大きく設定する必要が生じる。ところが、冷房開始時以後(所謂クールダウン初期以降)には、このような油圧回路の構成要素の容量は全て過大であり、冷房能力の効率も悪化していた。

また、油圧回路を構成する各構成要素の容量・重量の過剰な増大により装置が大型化し、広い実装空間を必要とするので、車両搭載性や汎用性の低下を招致するという問題点もあった。

本発明は、冷房開始時等、圧縮機に大きな駆動力の供給が必要な場合でも、定常冷房状態維持に相当する小容量の油圧駆動力供給手段により所望

動油圧力および1回転当りの所要流量により定まり、作動油の必要流量は、1回転当りの所要流量および回転速度から定まる。一方、圧縮機の必要とする駆動力は、冷凍サイクルの冷媒の単位重量当りの圧縮熱量と冷媒流量とから定まる。ここで冷媒の単位重量当りの圧縮熱量は、例えば、第10図に示すように、コンプレッサ(圧縮機)の冷媒の吐出圧力 $P_d$ 、吐出温度に基づいて定まるコンプレッサ出口のエンタルピ $i_b$ と、吸入圧力 $P_s$ 、吸入温度に基づいて定まるコンプレッサ入口のエンタルピ $i_a$ との差から求まる。また、冷媒流量 $G_R$ は、コンプレッサのシリンダ体積と回転速度との積および吸入時の冷媒の比体積に基づいて定まる。例えば、停車中に直射日光を受けていた車両の内気は、温度 $60[^\circ\text{C}]$ 、湿度 $12[\%]$  RH程度(同図に実線で示す。)であり、冷房開始時(所謂クールダウン初期)には、このような状態にある場合が多い。一方、冷房開始時以後(所謂クールダウン初期以降)の車両の内気は、温度 $27[^\circ\text{C}]$ 、湿度 $50[\%]$  RH程度(同

の冷房能力を好適に発揮可能な車両用空調装置の提供を目的とする。

#### 発明の構成

[課題を解決するための手段]

上記目的を達成するためになされた本発明は、第1図に例示するように、

少なくとも作動油圧力に応じた大きさの駆動力を発生し、冷凍サイクルの圧縮機 $M_1$ に供給する油圧駆動力供給手段 $M_2$ と、

上記冷凍サイクルの蒸発器の熱負荷を検出する熱負荷検出手段 $M_3$ と、

外部からの指令に従って、上記蒸発器で冷却される空気の送風量を調節する風量調節手段 $M_4$ と、

上記熱負荷検出手段 $M_3$ の検出した熱負荷に応じて決定した送風量を上記風量調節手段 $M_4$ に指令する風量制御手段 $M_5$ と、

上記油圧駆動力供給手段 $M_2$ が上記圧縮機 $M_1$ に供給する駆動力の大きさに相当する量を検出する供給駆動力相当量検出手段 $M_6$ と、

該供給駆動力相当量検出手段 $M_6$ の検出した供

給駆動力相当量が所定量を上回る過負荷運転状態にあるか否かを判定する判定手段M7と、

該判定手段M7により過負荷運転状態にあると判定されたときは上記風量制御手段M5の決定した送風量を減少補正する補正手段M8と、

を備えたことを特徴とする車両用空気調和装置を要旨とするものである。

#### 〔作用〕

本発明の車両用空気調和装置は、第1図に例示するように、油圧駆動力供給手段M2が、少なくとも作動油圧力に応じた大きさの駆動力を発生して冷凍サイクルの圧縮機M1に供給する。この冷凍サイクルの蒸発器の熱負荷を熱負荷検出手段M3が検出する。さらに、この検出された熱負荷に応じて決定した送風量を、風量制御手段M5は風量調節手段M4に指令する。すると、風量調節手段M4は、上記蒸発器で冷却される空気を送風量を調節する。これに際し、上記油圧駆動力供給手段M2が上記圧縮機M1に供給する駆動力の大きさに相当する量を供給駆動力相当量検出手段M6

が検出する。この供給駆動力相当量が所定量を上回る過負荷運転状態にあると判定手段M7により判定されると、補正手段M8は、上記風量制御手段M5の決定した送風量を減少補正するよう働く。

すなわち、冷凍サイクルの圧縮機M1に供給される駆動力相当量が所定量を上回ったときは、冷凍サイクルの蒸発器の熱負荷に応じて決定した送風量を減少補正して冷凍サイクルの過負荷運転状態への移行を防止し、油圧駆動力供給手段M2から圧縮機M1に供給する駆動力の過剰増加を抑制するのである。

従って、本発明の車両用空気調和装置は、冷凍サイクルの冷房能力に支障を与えることなく、送風量を減少補正して油圧駆動力供給手段M2から圧縮機M1に供給される駆動力を所定駆動力以内に制限するよう働く。

以上のように本発明の各構成要素が作用することにより、本発明の技術的課題が解決される。

#### 〔実施例〕

次に本発明の好適な実施例を図面に基づいて詳

細に説明する。本発明の一実施例である自動車用空気調和装置のシステム構成を第2図に示す。

同図に示すように、自動車用空気調和装置1は、油圧駆動装置2、カーエアコン3およびこれらを制御する電子制御装置（以下、単にECUと呼ぶ。）4から構成されている。

油圧駆動装置2は、車載のエンジン11により動力伝達機構を介して駆動される可変容量型油圧ポンプ12がオイルタンク13から作動油を吸入し、管路14、流量制御弁（比例電磁弁）15、管路16を介して油圧モータ17に作動油を供給する。油圧モータ17に供給された作動油は、油圧モータ17にその圧力に応じたトルクを発生させた後、管路18を介してオイルタンク13に流出する。可変容量型油圧ポンプ12の制御用油圧シリンダ12a、12bと流量制御弁15の入口側の管路14との間には、方向制御弁（4ポート3位置スプリングオフセット型バイロット弁）21が介装されている。方向制御弁21は、流量制御弁15の入口側の管路14から分岐した管路2

2および出口側の管路16から分岐した管路23からバイロット油圧を受けて、中立位置21a、減量位置21b、増量位置21cの3位置に切り替わる。ところで、可変容量型油圧ポンプ12は、容量一定の場合、第3図に示すように、回転速度NPの増加に伴って吐出量Qが増加する（破線で示す。）特性を有する。ここで、流量制御弁15の入口側作動油圧力P2、出口側作動油圧力P3、流量係数c、開口面積a、作動油密度ρとすると、吐出量Qは、次式（1）のように記述できる。

$$Q = c \cdot a \cdot \{ (2/\rho) \cdot (P2 - P3) \}^{1/2} \quad \dots (1)$$

また、圧力差ΔPは次式（2）のように記述できる。

$$\Delta P = P2 - P3 \quad \dots (2)$$

圧力差ΔPが、設定流量QSに対応する設定圧力ΔPSに等しいときは、方向制御弁21は中立位置21aにある。従って、吐出量Qは設定流量QSに維持される。圧力差ΔPが、設定圧力ΔP

Sを上回ると、管路22から供給されるパイロット油圧により、方向制御弁21は減量位置21bに切り替わる。すると、大気圧P1より高い圧力P2の作動油が、管路24、方向制御弁21、管路25を介して可変容量型油圧ポンプ12の制御用油圧シリンダ12aに流入し、可変容量型油圧ポンプ12の制御用油圧シリンダ12b内部の作動油は、管路26、方向制御弁21、管路27を介して、大気圧P1に解放されているオイルタンク13に流出する。このような作動油の給排により、可変容量型油圧ポンプ12の吐出量Qは減量し、やがて、設定流量QSに到ると、圧力差 $\Delta P$ も設定圧力 $\Delta PS$ に等しくなるので、方向制御弁21は中立位置21aに切り替わり、吐出量Qは設定流量QSに維持される。一方、圧力差 $\Delta P$ が、設定圧力 $\Delta PS$ を下回ると、管路23から供給されるパイロット油圧により、方向制御弁21は増量位置21cに切り替わる。すると、大気圧P1より高い圧力P2の作動油が、管路24、方向制御弁21、管路26を介して可変容量型油圧ポン

プ12の制御用油圧シリンダ12bに流入し、可変容量型油圧ポンプ12の制御用油圧シリンダ12a内部の作動油は、管路25、方向制御弁21、管路27を介して、大気圧P1に解放されているオイルタンク13に流出する。このような作動油の給排により、可変容量型油圧ポンプ12の吐出量Qは増量し、やがて、設定流量QSに到ると、圧力差 $\Delta P$ も設定圧力 $\Delta PS$ に等しくなるので、方向制御弁21は中立位置21aに切り替わり、吐出量Qは設定流量QSに維持される。従って、エンジン11の回転速度が変動しても、可変容量型油圧ポンプ12の吐出量Qは設定流量QSに維持され、第3図に実線で示す特性が得られる。

この設定流量QSは、カーエアコン3の熱負荷に応じてECU4により決定され、流量制御弁15の開度制御により実現される。設定流量QSは、例えば、カーエアコン3の蒸発器の氷結防止可能な値、あるいは、カーエアコン3の必要冷房能力に応じた値に設定される。

流量制御弁15は、ECU4からリニアソレノ

イド15aへの通電電流値の増加に応じて作動油流量QSが連続的に増加する特性を有すると共に、出口側（高圧側）作動油圧力P3の異常な上昇時には、管路16から出口側作動油圧力P3をパイロット油圧として導入し、開度を全閉にするパイロットシリンダ15bを備えている。

油圧モータ17の発生トルクTmは、1回転当りの所要流量Vm、流量制御弁15の出口側（高圧側）作動油圧力P3、大気圧P1、油圧モータ17の機械効率 $\eta_m$ により、次式(3)のように記述できる。

$$Tm = \{ (P3 - P1) \cdot Vm \cdot \eta_m \} / 2\pi \quad \dots (3)$$

また、必要流量Qmは、回転速度Nm、油圧モータ17の容積効率 $\eta_v$ により、次式(4)のように記述できる。

$$Qm = Vm \cdot Nm / \eta_v \quad \dots (4)$$

カーエアコン3は、油圧モータ17により駆動されるコンプレッサ31、コンデンサ32、レシーバ33、エキスパンションバルブ34、エバポ

レータ35を冷媒配管36で接続し、この密閉された回路内部で冷媒を循環させて車室内空気を冷却する蒸気圧縮式冷凍方式による冷凍サイクルである。過熱蒸気状態にある冷媒は、油圧モータ17により駆動されるコンプレッサ31で圧縮されて高温・高圧となり、コンデンサファン32aからの送風により冷却されるコンデンサ32に送られる。冷媒は、コンデンサ32で冷却され、過熱蒸気状態から過冷却液状態となってレシーバ33に流入する。次に、冷媒は、レシーバ33を出てエキスパンションバルブ34で急激に膨張させられ、低温・低圧の霧状になってエバポレータ35に流入する。冷媒は、ブローモータ37により駆動されるブローファン37aからエバポレータ35表面に送風される空気から熱を奪って蒸発して飽和蒸気状態になり、さらに加熱されて過熱蒸気状態となってコンプレッサ31に吸い込まれる。

自動車用空調装置1は検出器として、カーエアコン3のエバポレータ35の通過空気温度を測定するエバポレータ通過空気温度センサ41、油

圧駆動装置2の油圧モータ17に流入する高圧側作動油の圧力を検出する作動油圧力センサ42、車室内の目標温度を設定する温度設定スイッチ43、車室内空気の温度を検出する内気センサ44、日射量を検出する日射センサ45、車室外部の空気温度を検出する外気センサ46を備える。これら各センサ・スイッチの信号はECU4に入力され、ECU4は、油圧モータ装置2およびカーエアコン3を制御する。

ECU4は、CPU4a、ROM4b、RAM4c、バックアップRAM4dを中心に論理演算回路として構成され、コモンバス4eを介して入出力部4fに接続されて外部との入出力を行なう。ECU4は、イグニッションスイッチ47を介して車載のバッテリー48から電力の供給を受けて作動する。各センサおよびスイッチの検出信号は、入出力部4fを介してCPU4aに入力される。一方、CPU4aは、入出力部4fを介して、油圧モータ装置2のリニアソレノイド15aに通電する電流値を制御すると共に、駆動回路49に制

御信号を出力してブロワモータ37の回転速度を制御し、ブロワファン37aによる送風量を調節する。

次に、ECU4の実行する風量制御処理を、第4図に示すフローチャートに従って説明する。風量制御処理は、ECU4の起動に伴って開始される。まず、ステップ100では、カーエアコン3起動直後を示す起動フラグFN、コンプレッサ駆動トルク過大状態を示すトルクフラグFL、油圧モータ装置2の高圧側作動油圧力P3高圧状態を示す高圧フラグFHを、各々値0にリセットする初期化処理が行われる。この処理により、起動直後であり、トルク過大であり、低圧状態にあることが設定される。続くステップ105では、各センサおよびスイッチの検出信号を読み込む処理が行われる。次にステップ110に進み、温度設定スイッチ43により設定された車室内の目標温度と、内気センサ44の検出した車室内空気の温度、日射センサ45の検出した日射量、外気センサ46の検出した車室外部の空気温度との偏差に基づ

いて、必要冷房能力 $Q_e$ を算出する処理が行われる。続くステップ115では、必要冷房能力 $Q_e$ に基づいて、必要コンプレッサ回転速度NCを算出する処理が行われる。次にステップ120に進み、必要冷房能力 $Q_e$ に基づいて、ブロワファン37aの風量 $V_{a0}$ を算出する処理が行われる。続くステップ125では、油圧モータ装置2の作動油流量QSを、必要コンプレッサ回転速度NCに基づいて算出する処理が行われる。次にステップ130に進み、作動油流量QSを実現可能にする開度に流量制御弁15の開度を調節する通電電流Iを、予めROM4bに記憶されている、第5図に示すようなマップに従って算出する処理が行われる。続くステップ135では、通電電流Iを、リニアソレノイド15aに通電する処理が行われる。次に、ステップ140に進み、トルクフラグFLが値0にリセットされているか否かを判定し、肯定判断されるとステップ145に、一方、否定判断されるとステップ180に、各々進む。コンプレッサ31の駆動トルク過大であるときに実行

されるステップ145では、起動フラグFNが値0にリセットされているか否かを判定し、肯定判断されるとステップ150に、一方、否定判断されるとステップ200に、各々進む。カーエアコン3の起動直後に実行されるステップ150では、予めROM4bに記憶されている、第6図に示すマップに従い、エバポレータ通過空気温度TEに応じて、初期風量 $V_{ai}$ を算出する処理が行われる。本実施例では、例えば、温度TE1は35[°C]、温度TE2は60[°C]である。従って、カーエアコン3の起動直後のエバポレータ通過空気温度TEは、一般に車室内空気の温度を示すので、車室内空気の温度が35[°C]以下のときは、初期風量 $V_{ai}$ が最大風量 $V_{max}$ となり、送風量は制限されない。続くステップ155では、起動直後の風量上限値 $V_a$ に、初期風量 $V_{ai}$ を設定する処理が行われる。次にステップ160に進み、もはや起動直後ではないことを示すために、起動フラグFNを値1にセットする処理が行われる。続くステップ165では、風量上限

値 $V_a$ が、ステップ120で算出された風量 $V_a$ を上回るか否かを判定し、肯定判断されるとステップ175に、一方、否定判断されるとステップ170に、各々進む。風量上限値 $V_a$ が、算出された風量 $V_a$ 以下であるときに実行されるステップ170では、ブロワファン37aの風量 $V$ に風量上限値 $V_a$ を設定する処理を行った後、ステップ190に進む。一方、風量上限値 $V_a$ が、算出された風量 $V_a$ を上回るときに実行されるステップ175では、コンプレッサ31の駆動トルクが過大でないことを示すために、トルクフラグ $FL$ を値1にセットする処理が行われる。続くステップ180では、ブロワファン37aの風量 $V$ にステップ120で算出された風量 $V_a$ を設定する処理を行った後、ステップ190に進む。ステップ190では、送風量が風量 $V$ となるように、ブロワモータ37を駆動する制御信号を出力する処理を行った後、再びステップ105に戻る。一方、ステップ145で否定判断されたとき、すなわち、カーエアコン3の起動直後ではないとき

る関係にある。続くステップ220では、高圧フラグ $FH$ が値0にリセットされているか否かを判定し、肯定判断されるとステップ225に、一方、否定判断されるとステップ240に、各々進む。高圧側作動油圧力 $P_3$ が作動油圧力最小値 $P_0$ 未満であるときに実行されるステップ225では、起動直後は初期風量 $V_{ai}$ に設定され、以後更新されている風量上限値 $V_a$ に補正風量 $\Delta V_a$ を加算して、今回処理時の風量上限値 $V_a$ を算出する処理が行われる。ここで、補正風量 $\Delta V_a$ は、風量制御処理の1実行周期 $\Delta t$ 当りの風量上限値 $V_a$ の変化量に相当する。続くステップ230、235では、ステップ225で算出した今回処理時の風量上限値 $V_a$ を最大風量 $V_{max}$ 以下に制限する処理を行った後、ステップ165～ステップ190に進む。一方、高圧側作動油圧力 $P_3$ が作動油圧力最大値 $P_{max}$ を上回るときに実行されるステップ240では、起動直後は初期風量 $V_{ai}$ に設定され、以後更新されている風量上限値 $V_a$ から補正風量 $\Delta V_a$ を減算して、今回処理時の

に実行されるステップ200では、高圧側作動油圧力 $P_3$ が作動油圧力最大値 $P_{max}$ を上回るか否かを判定し、肯定判断されるとステップ205に、一方、否定判断されるとステップ210に、各々進む。高圧側作動油圧力 $P_3$ が作動油圧力最大値 $P_{max}$ を上回るときに実行されるステップ205では、高圧フラグ $FH$ を値1にセットする処理を行った後、ステップ220に進む。一方、高圧側作動油圧力 $P_3$ が作動油圧力最大値 $P_{max}$ 未満であるときに実行されるステップ210では、高圧側作動油圧力 $P_3$ が作動油圧力最大値 $P_{max}$ よりも低い圧力であるか否かを判定し、肯定判断されるとステップ215に、一方、否定判断されるとステップ220に、各々進む。高圧側作動油圧力 $P_3$ が圧力 $P_0$ 未満であるときに実行されるステップ215では、高圧フラグ $FH$ を値0にリセットする処理を行った後、ステップ220に進む。すなわち、高圧フラグ $FH$ のセット"1"、リセット"0"状態と高圧側作動油圧力 $P_3$ とは、第7図に示すようなヒステリシスを有す

風量上限値 $V_a$ を算出する処理が行われる。続くステップ245、250では、ステップ240で算出した今回処理時の風量上限値 $V_a$ を最小風量 $V_{min}$ 以上に制限する処理を行った後、ステップ165～ステップ190に進む。以後、風量制御処理はステップ105～ステップ250を繰り返して実行する。

次に風量制御処理の制御の様子の一例を、第8図のタイミングチャートに従って説明する。同図は、冷房開始時(所謂クールダウン初期時)を時刻0として表記してある。冷房開始時には、ブロワファン37aの風量 $V$ は、初期風量 $V_{ai}$ に設定されている。冷房開始時のエバポレータ35の熱負荷は大きいので、コンプレッサ31の駆動トルクは大きく、風量 $V$ は最大風量 $V_{max}$ より小さい初期風量 $V_{ai}$ から補正風量 $\Delta V_a$ ずつ増量される。このため、油圧駆動装置2の油圧モータ17の高圧側作動油圧力 $P_3$ は上昇し、時刻 $T_1$ に作動油圧力最大値 $P_{max}$ を上回る。従って、時刻 $T_1$ に高圧フラグ $FH$ は値1にセットされる。

なお、補正風量 $\Delta V_a$ は、同図の風量 $V$ の変化を示す直線の傾き $k$ に、風量制御処理実行周期 $\Delta t$ を掛けた値である。時刻 $T_1$ に高圧フラグ $FH$ が値1にセットされるため、風量 $V$ は補正風量 $\Delta V_a$ ずつ減少し、これに伴って、高圧側作動油圧力 $P_3$ も低下し、時刻 $T_2$ に圧力 $P_0$ 未満まで降下する。従って、時刻 $T_2$ に高圧フラグ $FH$ は値0にリセットされる。このため、時刻 $T_2$ から、風量 $V$ は補正風量 $\Delta V_a$ ずつ、再び増量される。以後、時刻 $T_3 \sim$ 時刻 $T_4$ でも、同様な風量制御が継続される。

なお本実施例において、コンプレッサ31が圧縮機M1に、油圧駆動装置2が油圧駆動力供給手段M2に、エバポレータ通過空気温度センサ41が熱負荷検出手段M3に、ブロワモータ37が風量調節手段M4に、各々該当する。また、ECU4およびECU4の実行するステップ(105、150～190)が風量制御手段M5として機能し、作動油圧力センサ42が供給駆動力相当量検出手段M6に該当する。さらに、ECU4およびEC

U4の風量 $V$ の減少により冷媒の蒸発圧力を低下させると可能になる。しかし、長時間に亘って風量 $V$ を減少させると、冷房能力が低下してしまう。このため、第9図の実線で示すように、冷房開始時(時刻0)から1～2[min]までは、コンプレッサトルク $T_c$ が、従来のコンプレッサトルク値(同図に破線で示す。)の80[%]の一定値となるように、風量 $V$ の減少補正制御を行なう。この制御により、油圧モータ装置2の油圧モータ17、可変容量型油圧ポンプ12、管路16、18等の各構成要素の容量を、約20[%]削減できる。しかも、車室内空気の温度 $T_r$ は、従来と同様な下降傾向を示し、十分な冷房能力を発揮できる。ちなみに、従来技術では、同図に破線で示すように、コンプレッサトルク $T_c$ は、所謂クールダウン初期(時刻 $t_s$ 以前)には、所謂クールダウン初期以降(時刻 $t_s$ 以降)より50[%]以上の増加が必要であった。このため、高圧側作動油圧力 $P_3$ を同一圧力とすると、コン

プレッサトルク $T_c$ の減少は、風量 $V$ の減少により冷媒の蒸発圧力を低下させると可能になる。しかし、長時間に亘って風量 $V$ を減少させると、冷房能力が低下してしまう。このため、第9図の実線で示すように、冷房開始時(時刻0)から1～2[min]までは、コンプレッサトルク $T_c$ が、従来のコンプレッサトルク値(同図に破線で示す。)の80[%]の一定値となるように、風量 $V$ の減少補正制御を行なう。この制御により、油圧モータ装置2の油圧モータ17、可変容量型油圧ポンプ12、管路16、18等の各構成要素の容量を、約20[%]削減できる。しかも、車室内空気の温度 $T_r$ は、従来と同様な下降傾向を示し、十分な冷房能力を発揮できる。ちなみに、従来技術では、同図に破線で示すように、コンプレッサトルク $T_c$ は、所謂クールダウン初期(時刻 $t_s$ 以前)には、所謂クールダウン初期以降(時刻 $t_s$ 以降)より50[%]以上の増加が必要であった。このため、高圧側作動油圧力 $P_3$ を同一圧力とすると、コン

プレッサトルク $T_c$ の減少は、風量 $V$ の減少により冷媒の蒸発圧力を低下させると可能になる。しかし、長時間に亘って風量 $V$ を減少させると、冷房能力が低下してしまう。このため、第9図の実線で示すように、冷房開始時(時刻0)から1～2[min]までは、コンプレッサトルク $T_c$ が、従来のコンプレッサトルク値(同図に破線で示す。)の80[%]の一定値となるように、風量 $V$ の減少補正制御を行なう。この制御により、油圧モータ装置2の油圧モータ17、可変容量型油圧ポンプ12、管路16、18等の各構成要素の容量を、約20[%]削減できる。しかも、車室内空気の温度 $T_r$ は、従来と同様な下降傾向を示し、十分な冷房能力を発揮できる。ちなみに、従来技術では、同図に破線で示すように、コンプレッサトルク $T_c$ は、所謂クールダウン初期(時刻 $t_s$ 以前)には、所謂クールダウン初期以降(時刻 $t_s$ 以降)より50[%]以上の増加が必要であった。このため、高圧側作動油圧力 $P_3$ を同一圧力とすると、コン

プレッサトルク $T_c$ の減少は、風量 $V$ の減少により冷媒の蒸発圧力を低下させると可能になる。しかし、長時間に亘って風量 $V$ を減少させると、冷房能力が低下してしまう。このため、第9図の実線で示すように、冷房開始時(時刻0)から1～2[min]までは、コンプレッサトルク $T_c$ が、従来のコンプレッサトルク値(同図に破線で示す。)の80[%]の一定値となるように、風量 $V$ の減少補正制御を行なう。この制御により、油圧モータ装置2の油圧モータ17、可変容量型油圧ポンプ12、管路16、18等の各構成要素の容量を、約20[%]削減できる。しかも、車室内空気の温度 $T_r$ は、従来と同様な下降傾向を示し、十分な冷房能力を発揮できる。ちなみに、従来技術では、同図に破線で示すように、コンプレッサトルク $T_c$ は、所謂クールダウン初期(時刻 $t_s$ 以前)には、所謂クールダウン初期以降(時刻 $t_s$ 以降)より50[%]以上の増加が必要であった。このため、高圧側作動油圧力 $P_3$ を同一圧力とすると、コン

プレッサトルク $T_c$ の減少は、風量 $V$ の減少により冷媒の蒸発圧力を低下させると可能になる。しかし、長時間に亘って風量 $V$ を減少させると、冷房能力が低下してしまう。このため、第9図の実線で示すように、冷房開始時(時刻0)から1～2[min]までは、コンプレッサトルク $T_c$ が、従来のコンプレッサトルク値(同図に破線で示す。)の80[%]の一定値となるように、風量 $V$ の減少補正制御を行なう。この制御により、油圧モータ装置2の油圧モータ17、可変容量型油圧ポンプ12、管路16、18等の各構成要素の容量を、約20[%]削減できる。しかも、車室内空気の温度 $T_r$ は、従来と同様な下降傾向を示し、十分な冷房能力を発揮できる。ちなみに、従来技術では、同図に破線で示すように、コンプレッサトルク $T_c$ は、所謂クールダウン初期(時刻 $t_s$ 以前)には、所謂クールダウン初期以降(時刻 $t_s$ 以降)より50[%]以上の増加が必要であった。このため、高圧側作動油圧力 $P_3$ を同一圧力とすると、コン

プレッサトルク $T_c$ の減少は、風量 $V$ の減少により冷媒の蒸発圧力を低下させると可能になる。しかし、長時間に亘って風量 $V$ を減少させると、冷房能力が低下してしまう。このため、第9図の実線で示すように、冷房開始時(時刻0)から1～2[min]までは、コンプレッサトルク $T_c$ が、従来のコンプレッサトルク値(同図に破線で示す。)の80[%]の一定値となるように、風量 $V$ の減少補正制御を行なう。この制御により、油圧モータ装置2の油圧モータ17、可変容量型油圧ポンプ12、管路16、18等の各構成要素の容量を、約20[%]削減できる。しかも、車室内空気の温度 $T_r$ は、従来と同様な下降傾向を示し、十分な冷房能力を発揮できる。ちなみに、従来技術では、同図に破線で示すように、コンプレッサトルク $T_c$ は、所謂クールダウン初期(時刻 $t_s$ 以前)には、所謂クールダウン初期以降(時刻 $t_s$ 以降)より50[%]以上の増加が必要であった。このため、高圧側作動油圧力 $P_3$ を同一圧力とすると、コン

プレッサトルク $T_c$ の減少は、風量 $V$ の減少により冷媒の蒸発圧力を低下させると可能になる。しかし、長時間に亘って風量 $V$ を減少させると、冷房能力が低下してしまう。このため、第9図の実線で示すように、冷房開始時(時刻0)から1～2[min]までは、コンプレッサトルク $T_c$ が、従来のコンプレッサトルク値(同図に破線で示す。)の80[%]の一定値となるように、風量 $V$ の減少補正制御を行なう。この制御により、油圧モータ装置2の油圧モータ17、可変容量型油圧ポンプ12、管路16、18等の各構成要素の容量を、約20[%]削減できる。しかも、車室内空気の温度 $T_r$ は、従来と同様な下降傾向を示し、十分な冷房能力を発揮できる。ちなみに、従来技術では、同図に破線で示すように、コンプレッサトルク $T_c$ は、所謂クールダウン初期(時刻 $t_s$ 以前)には、所謂クールダウン初期以降(時刻 $t_s$ 以降)より50[%]以上の増加が必要であった。このため、高圧側作動油圧力 $P_3$ を同一圧力とすると、コン

プレッサトルク $T_c$ の減少は、風量 $V$ の減少により冷媒の蒸発圧力を低下させると可能になる。しかし、長時間に亘って風量 $V$ を減少させると、冷房能力が低下してしまう。このため、第9図の実線で示すように、冷房開始時(時刻0)から1～2[min]までは、コンプレッサトルク $T_c$ が、従来のコンプレッサトルク値(同図に破線で示す。)の80[%]の一定値となるように、風量 $V$ の減少補正制御を行なう。この制御により、油圧モータ装置2の油圧モータ17、可変容量型油圧ポンプ12、管路16、18等の各構成要素の容量を、約20[%]削減できる。しかも、車室内空気の温度 $T_r$ は、従来と同様な下降傾向を示し、十分な冷房能力を発揮できる。ちなみに、従来技術では、同図に破線で示すように、コンプレッサトルク $T_c$ は、所謂クールダウン初期(時刻 $t_s$ 以前)には、所謂クールダウン初期以降(時刻 $t_s$ 以降)より50[%]以上の増加が必要であった。このため、高圧側作動油圧力 $P_3$ を同一圧力とすると、コン



ンプレッサ31を駆動する構成について説明した。しかし、例えば、電動機とインバータとによりコンプレッサ31を駆動する場合には、インバータ出力電流値を検出し、このインバータ出力電流値が所定電流値を上回ったときは、風量を減少補正するよう構成しても良い。

以上本発明の実施例について説明したが、本発明はこのような実施例に何等限定されるものではなく、本発明の要旨を逸脱しない範囲内において種々なる態様で実施し得ることは勿論である。

#### 発明の効果

以上詳記したように本発明の車両用空調装置は、冷凍サイクルの圧縮機に供給される駆動力相当量が所定量を上回ったときは、冷凍サイクルの蒸発器の熱負荷に応じて決定した送風量を減少補正して冷凍サイクルの過負荷運転状態への移行を防止し、油圧駆動力供給手段から圧縮機に供給する駆動力の過剰増加を抑制するよう構成されている。このため、油圧駆動力供給手段を構成する各構成要素の容量を大幅に低減し、効率の高い冷

房能力を確保できるという優れた効果を奏する。

このことは、例えば、冷房開始時等、圧縮機に大きな駆動力の供給が必要な場合でも、小容量の油圧駆動力供給手段により十分な冷房能力を発揮できるので、特に顕著な効果を示す。

また、油圧駆動力供給手段を構成する各構成要素の容量・重量の低減により、装置を小型・軽量化できるので、実装空間の削減により、車両搭載性や汎用性も向上する。

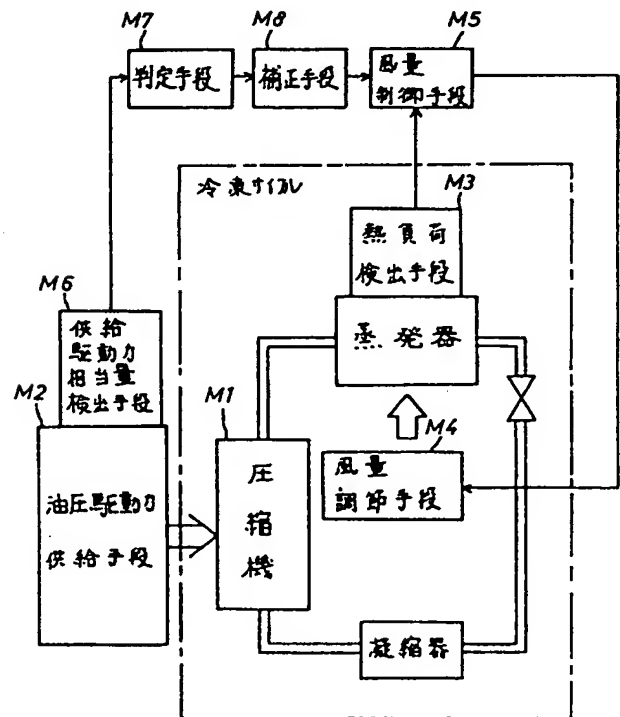
#### 4 図面の簡単な説明

第1図は本発明の内容を概念的に例示した基本的構成図、第2図は本発明一実施例のシステム構成図、第3図は同じくその油圧ポンプの特性を示すグラフ、第4図は同じくその制御を示すフローチャート、第5図、第6図は同じくその制御マップを示すグラフ、第7図は同じくその制御フラグのヒステリシスを示すグラフ、第8図および第9図は同じくその制御の様子を示すタイミングチャート、第10図はコンプレッサの特性を示すグラフである。

- |    |     |                 |
|----|-----|-----------------|
| M1 | ... | 圧縮機             |
| M2 | ... | 油圧駆動力供給手段       |
| M3 | ... | 熱負荷検出手段         |
| M4 | ... | 風量調節手段          |
| M5 | ... | 風量制御手段          |
| M6 | ... | 供給駆動力相当量検出手段    |
| M7 | ... | 判定手段            |
| M8 | ... | 補正手段            |
| 1  | ... | 自動車用空調装置        |
| 2  | ... | 油圧駆動装置          |
| 3  | ... | カーエアコン          |
| 4  | ... | 電子制御装置(ECU)     |
| 4a | ... | CPU             |
| 31 | ... | コンプレッサ          |
| 37 | ... | ブロワモータ          |
| 41 | ... | エバポレータ通過空気温度センサ |
| 42 | ... | 作動油圧力センサ        |

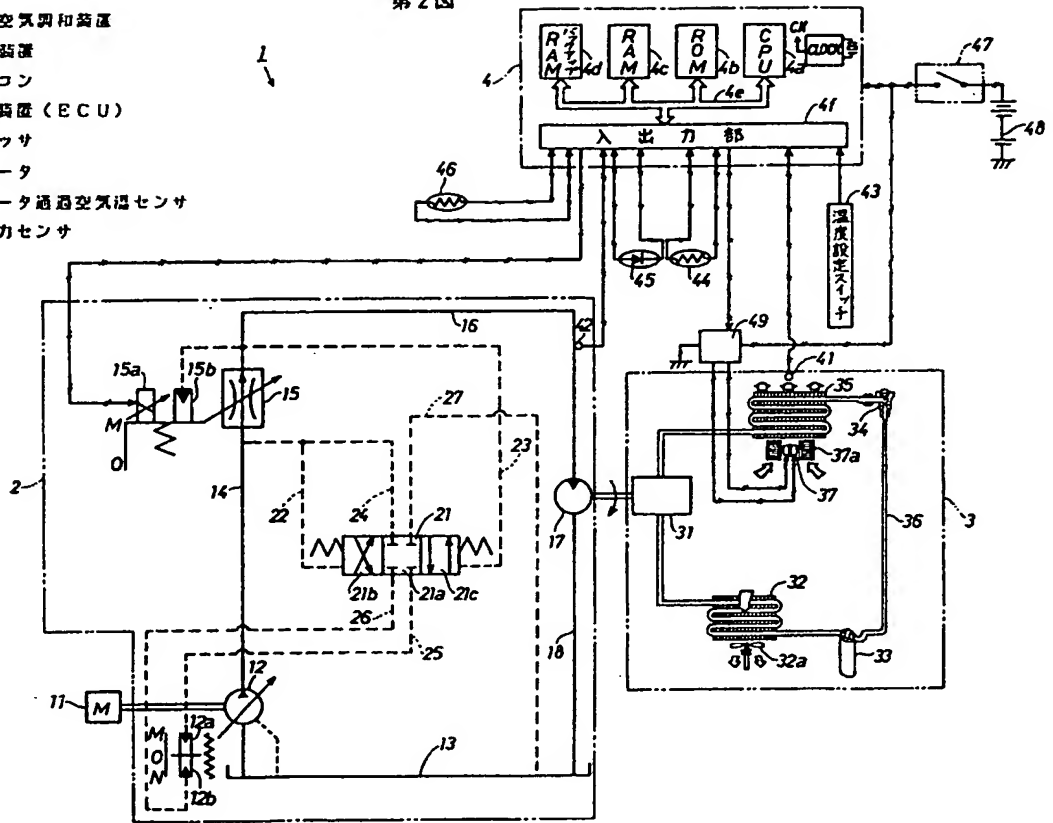
代理人 弁理士 足立 勉  
(ほか 2名)

第1図

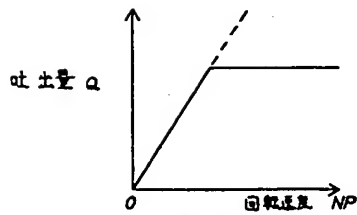


- 1 ... 自動車用空気調和装置
- 2 ... 油圧駆動装置
- 3 ... カーエアコン
- 4 ... 電子制御装置 (ECU)
- 31 ... コンプレッサ
- 37 ... ブロワモータ
- 41 ... エバポレータ通過空気温度センサ
- 42 ... 作動油圧力センサ

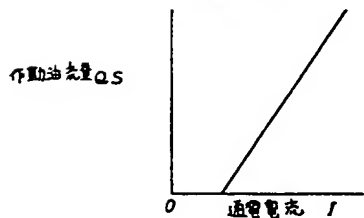
第2図



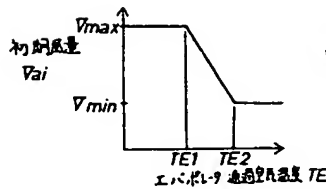
第3図



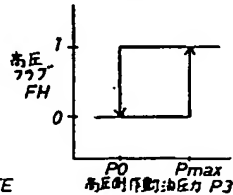
第5図



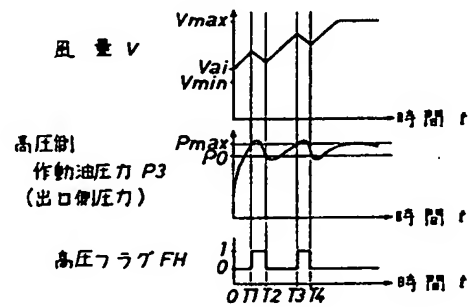
第6図



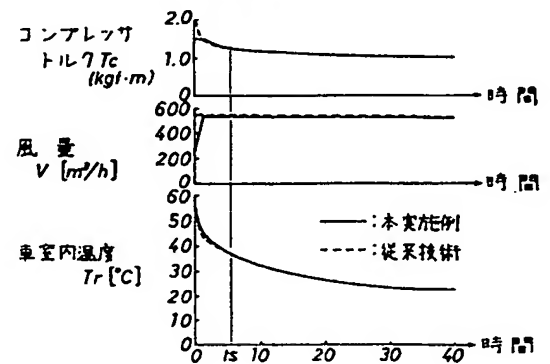
第7図



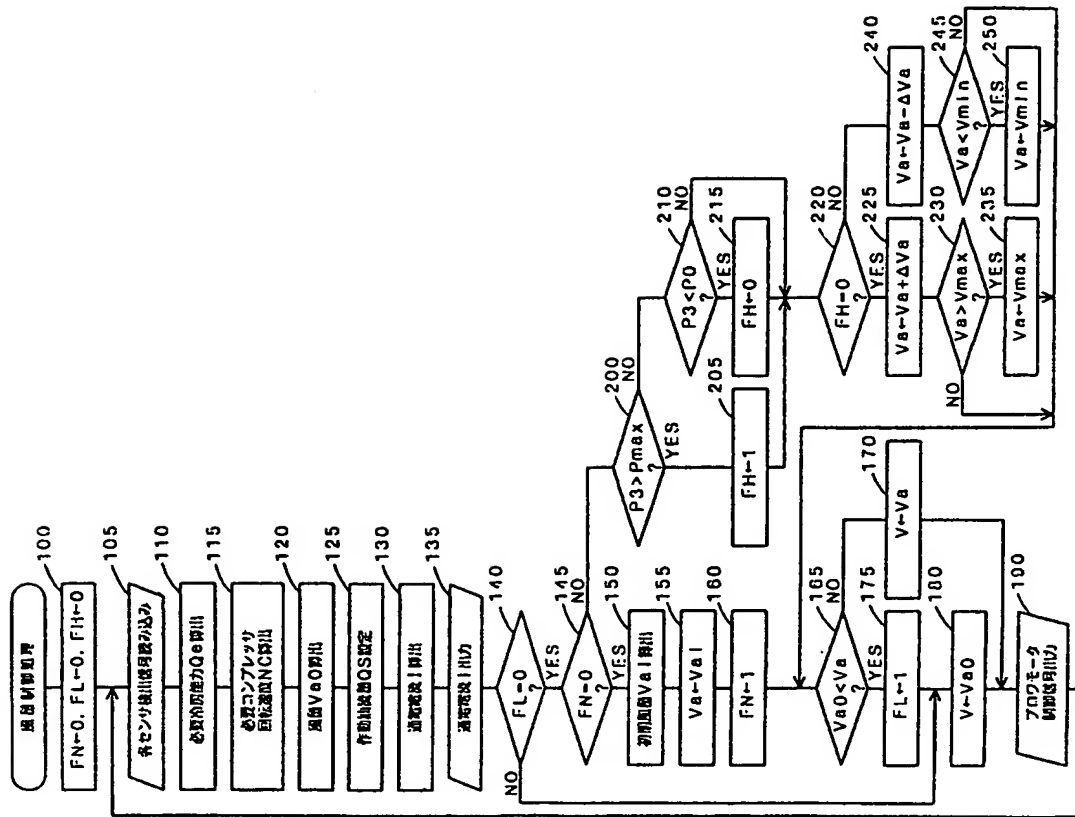
第8図



第9図



第4図



第10図

